

СНИЖЕНИЕ ИЗНОСА КАНАТНЫХ БАРАБАНОВ: АНАЛИЗ ПРИЧИН И КОНСТРУКТИВНЫЕ РЕШЕНИЯ

Кожевников В.А.

Приволжский государственный университет путей сообщения, Самара

Ключевые слова: канатный барабан, осевое смещение, износ, втулка, ось, надежность, долговечность, смазка, зазоры, грузоподъемные механизмы.

Аннотация. Данное исследование выявило, что традиционная конструкция канатных барабанов, использующая втулки и ось, подвержена осевому смещению, приводящему к интенсивному износу. Проанализированы причины возникновения данного явления и показана неэффективность типовых решений по его устранению. Предложены альтернативные подходы, направленные на устранение зазоров в сопряжении "втулка-ось" или на отказ от использования оси, что является наиболее перспективным направлением для повышения надежности и долговечности канатных барабанов.

REDUCING ROPE DRUM WEAR: CAUSE ANALYSIS AND DESIGN SOLUTIONS

Kozhevnikov V.A.

Volga State University of Railway Transport, Samara

Keywords: rope drum, axial displacement, wear, sleeve, axle, reliability, durability, lubrication, gaps, lifting mechanisms.

Abstract. This study revealed that the traditional construction of rope drums using bushings and an axle is subject to axial displacement, leading to intense wear. The causes of this phenomenon are analyzed and the inefficiency of standard solutions for its elimination is shown. Alternative approaches are proposed aimed at eliminating gaps in the bushing-axle coupling or at avoiding the use of an axle, which is the most promising direction for improving the reliability and durability of rope drums.

Канатные барабаны являются критически важными компонентами грузоподъемных и тяговых лебедок. Однако, некоторые аспекты их конструктивных решений требуют более глубокого анализа и обоснования.

Типичная конструкция (рис. 1, а) включает в себя барабан, поддерживаемый двумя несущими диками 1 и 2 со ступицами. Обечайка имеет две нарезных поверхности 4, 7 под канат 6 разделенных гладким (ненарезным) участком 5. Такая схема свидетельствует об использовании сдвоенной конструкции полиспаста применяемой в пролетных кранах [1]. Посадочные поверхности 8 этих ступиц, контактирующие с осью 3, формируют две пары сопряжения «втулка-ось». Следует отметить, что крутящий момент передается непосредственно на барабан, минуя ось через посадочные поверхности ступиц 1 и 2.

В процессе вращения нагруженного барабана, особенно при значительных диаметрах, превышающих 900 мм, наблюдается явление осевого смещения, сутью которого является выталкивание оси из ступиц.

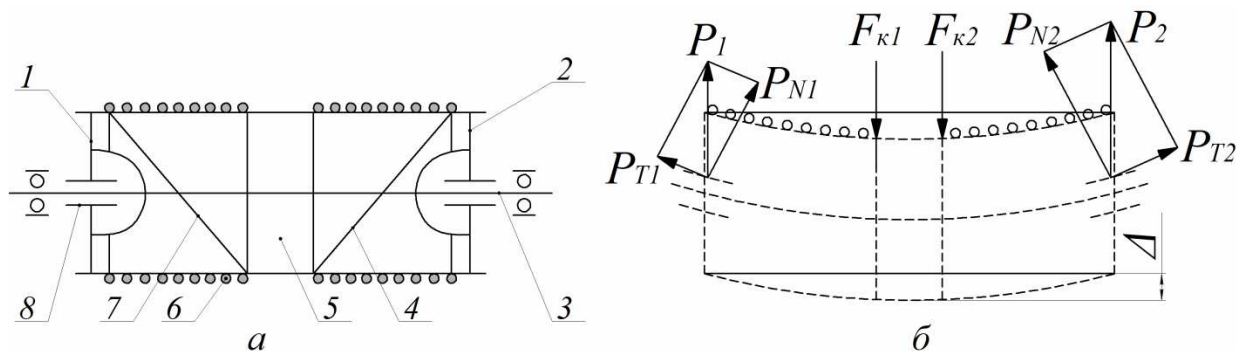


Рис. 1. Барабан грузоподъемного механизма: *а* – типовая конструкция; *б* – действующие нагрузки

Для понимания физических процессов, лежащих в основе такого рода смещения нагруженного барабана, мы упростим модель, приняв длину посадочной поверхности каждой ступицы пренебрежимо малой. В состоянии покоя (рис. 2, *а*), под воздействием рабочих нагрузок, втулки обеих ступиц опираются на ось в точках A_1 и A_2 , лежащих в одной и той же вертикальной плоскости вместе с геометрическими центрами обеих втулок и оси [2].

Из-за неизбежных технологических погрешностей при изготовлении, диаметры пар "втулка-ось" незначительно различаются, что приводит к существованию различных зазоров, обозначенных как δ_1 и δ_2

$$\delta_1 = D_1 - d_1, \delta_2 = D_2 - d_2,$$

где $d_{1,2}$ и $D_{1,2}$ – соответственно диаметры оси и втулки в ступицах несущих дисков, м.

Следствием этого является формирование в ступицах двух пар внутреннего фрикционного зацепления, характеризующихся различными передаточными отношениями

$$i_1 = d_1/D_1 = 0,05, i_2 = d_2/D_2 = 0,25.$$

Эти фрикционные пары замкнуты как через барабан (объединяя втулки), так и через общую ось. В результате, при вращении барабана, различие в передаточных отношениях параллельно соединенных фрикционных передач приводит к угловому проскальзыванию втулки по оси в точке с наименьшим моментом трения (A_1 или A_2). Тангенциальные силы трения, действующие в противоположных направлениях, вызывают смещение этих точек (рис. 2, *б*). Вследствие этого, геометрические центры втулок (O_1 и O_2) и центры соответствующих сечений оси (O), находившиеся в одной вертикальной плоскости в состоянии покоя (рис. 2, *а*), теперь оказываются в пересекающихся плоскостях на скрещивающихся прямых (рис. 2, *б*). Это приводит к перекачиванию барабана по оси в каждой паре "втулка-ось" по винтовой траектории.

Угол подъема винтовой линии в каждой фрикционной паре соответствует углу между проекциями линии O_1-O_2 на ось $O-O$ в точках опоры. Различие углов подъема и величин сил трения приводит к проскальзыванию вдоль оси в одной из пар «втулка-ось».

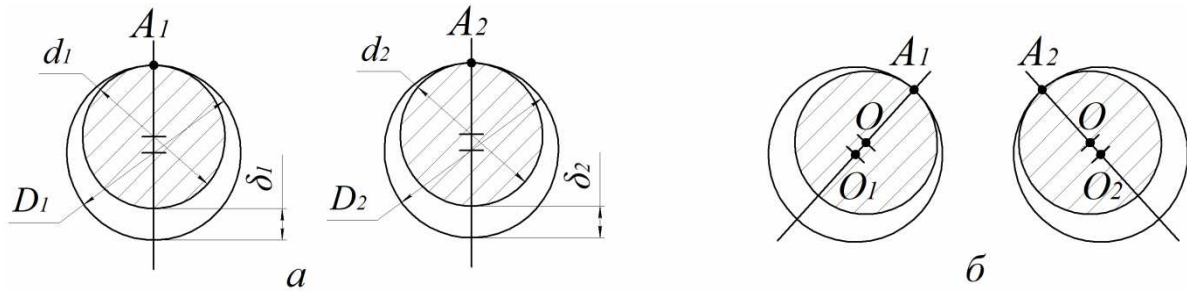


Рис. 2. Пары внутреннего фрикционного зацепления: *а* – состояние покоя; *б* – вращение

Более детальный анализ осевого смещения показывает, что эффект не зависит напрямую от внешних нагрузок (моментов), если только они не влияют на величину и направление опорных реакций во втулках. Осевое смещение происходит в направлении наименьшего относительного зазора ε_1 или ε_2

$$\varepsilon_1 = \delta_1/d_1, \varepsilon_2 = \delta_2/d_2.$$

В результате направление вращения барабана не оказывает влияния на направление смещения. При этом происходит поворот оси относительно барабана.

Следует также учесть такую особенность работы канатного барабана, как возникновение деформации изгиба Δ обечайки (рис. 1, б). Ее максимальное значение будет достигнуто при расположении зачастую отличающихся по величине натяжений поступающих на барабан канатов $F_{к1}$ или $F_{к2}$ вблизи среднего гладкого участка (подъем груза на максимальную высоту). Ввиду этого радиальные нагрузки P_1 или P_2 в паре «втулка-ось» будут различны и следовательно будут отличаться их тангенциальные составляющие P_{T1} и P_{T2} , также в дополнительном порядке способствуя осевому смещению [3].

Предотвращение поворота оси относительно барабана возможно путем установки шпонки в одной из пар «втулка-ось». Крутящий момент, возникающий от внутренних сил, приложенный к шпонке

$$M = P \cdot f \cdot D/2,$$

где M – момент на шпоночном соединении; P – радиальная нагрузка в паре «втулка-ось»; f – коэффициент сухого трения (достигающий единицы в условиях задира); D – диаметр втулки.

Предотвращение осевого перемещения может быть достигнуто также использованием осевых упоров в виде буртов на оси и упорных втулок. Усилие необходимое для предотвращения сползания в этом случае может достигать величины

$$N = (P_1 + P_2) f.$$

В некоторых случаях это может приводить к деформации опорной конструкции барабана.

Явлению осевого смещения сопутствуют процессы износа втулок и оси, протекающие в условиях сухого трения и задира. Фиксация оси от поворота с помощью шпонки и применение осевых упоров устраняют лишь следствие, не затрагивая причину износа, и потому не влияют на его интенсивность.

Проскальзывание возникает в обеих парах «втулка-ось», вне зависимости от наличия шпонки, при этом интенсивность износа определяется разностью длин окружностей сопрягаемых поверхностей. Можно утверждать, что при диаметре

барабана более 900 мм и диаметре втулки менее 200 мм, износ может достигать нескольких миллиметров.

Основной причиной износа является наличие зазоров в парах «втулка-ось». Решением является устранение этих зазоров путем заполнения их полимерным компаундом, чему способствует удельное давление в опорах барабана. Возможно применение конструкций с коническими кольцами или затяжными втулками, используемых в подшипниковой промышленности. Для эксплуатируемых кранов предлагается смазка пар «втулка-ось» в сочетании с осевыми упорами [4]. Возможно это снизит интенсивность износа, но не устранит смещение.

Координальным решением является отказ от оси и пар «втулка-ось». Однако простая замена на консольную цапфу, запрессованную в ступицу, не является надежной из-за концентрации напряжений и риска ослабления соединения.

Проведенный анализ причин возникновения осевого смещения канатных барабанов, приводящего к износу втулок и оси показывает, что традиционные методы фиксации оси (шпонки, осевые упоры) не устраняют проблемы. Из всех предлагаемых решений наиболее перспективным направлением может стать отказ от традиционной конструкции с осью, но это потребует дальнейших исследований, поскольку используемое в этом случае конструктивное решение с применением консольной цапфы, несмотря на свою простоту, может оказаться ненадежным.

Список литературы

1. Александров М.П. Подъемно-транспортные машины: Учебник для вузов. – М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000. – 584 с.
2. Справочник по кранам: В 2т. Т.1. Характеристики материалов и нагрузок. Основы расчета и конструирования / Под ред. М.М. Гохберга. – Л.: Машиностроение, 1988. – 432 с.
3. Металлические конструкции подъемно-транспортных машин: справочное пособие / Под ред. М.М. Гохберга. – Л.: Машиностроение, 1981. – 416 с.
4. Зенков Р.Л. Механика канатного привода подъемно-транспортных машин. – М.: Машиностроение, 1979. – 248 с.

Сведения об авторе:

Кожевников Вадим Александрович – к.т.н., доцент, доцент кафедры ВХНТК.